Nr. 2. Warszawa, 25 lutego 1929 r. Rok VII.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.

nż. WŁ. PAC.

MIAŁ JAKO PALIWO W PRZEMYŚLE.

(Warunki zastosowania).

Dążność przemysłu do gatunkowania wytworów w celu łatwiejszego ich zbytu i utrzymania lepszych cen sprzedażnych została dość łatwo zrealizowana w kopalnictwie węglowem, gdzie miejsce niesortowanej pospółki zajęły węgle, sortowane na podstawie wielkości brył.

Skutkiem sortowania węgla powstał jednak nowy, najmniej wartościowy, gatunek węgla w postaci odsianego drobnego miału, trudnego do zużytkowania, a więc i do zbycia. W pierwszych szczególniej latach po wprowadzeniu sortowania węgla miał nie znajdował odbiorców, tworząc na kopalniach wielkie zwały niewyzyskanego paliwa. Miał nie nadaje się bowiem do użytku domowego, przemysł zaś nie był zainteresowany w nabywaniu tego paliwa, dopóki kalkulowało się ono niewiele taniej od innych gatunków węgla. Miał pozostawał na zwałach, a koszt jego wydobycia należało przerzucać na inne sortymenty węgla. Wzgląd na potanienie węgla i dążenie do zużytkowania marnowanych dotychczas zapasów doprowadziły czynniki miarodajne do poszukiwania środków, zachęcających odbiorcę do nabywania miału. Środki te znalazło państwo, obniżając dla miału kolejowe taryfy przewozowe, wobec czego kalkulacja lepszych gatunków węgla w porównaniu z miałem wypadła bardziej na korzyść tego ostatniego. Od tego też czasu miał znalazł w przemyśle zapotrzebowanie i nie obciąża już kosztów własnych kopalni, przyjmując na siebie część ogólnych kosztów wydobycia węgla. Stwarza to dla węgli sortowanych podstawy łatwiejszego eksportu i możność współzawodnictwa na obcych rynkach z węglem zagranicznym, a nawet angielskim, pomimo pomocy, z jakiej węgiel angielski dla względów konkurencyjnych ze strony państwa korzysta.

W tym stanie rzeczy zmiana na niekorzyść ceny miału, czy to przez znaczniejsze podwyższenie taryf przewozowych, czy też w inny jakikolwiek sposób, musiałaby być gruntownie i wszechstronnie rozważona, aby uniknąć ujemnego wpływu na całokształt gospodarki węglowej. Wysoko kalkulujący się miał straciłby wszelką wartość dla przemysłu i należałoby zawczasu stworzyć pewność, że miał ten w dotychczasowych conajmniej ilościach znajdzie spożywców. Inaczej moglibyśmy łatwo wrócić do stanu poprzedniego i bylibyśmy świadkami nowych zwałów marnującego się dobytku narodowego. Kopalnie, dobrze już dziś gospodarczo zorganizowane, musiałyby powetować sobie te straty, podwyższając ceny węgli sortowanych, a wobec wynikających stąd trudności eksportowych żądałyby pomocy ze strony państwa. Zachodziłaby więc obawa wzrostu cen węgla wewnątrz kraju, co odbiłoby się niekorzystnie na wszystkich działach przemysłu krajowego.

Sądzić należy, że górnictwo nasze zdaje sobie z tego sprawę i z punktu widzenia własnych interesów potrafi ją należycie obronić.

Dla spożywców wynikałyby stąd inne jeszcze przykre konsekwencje. Przemysłowiec dąży do najtańszego wytwarzania pary. Podjął się on przykrego i uciążliwego opalania kotła miałem dopiero wtedy, gdy sobie dobrze obliczył, że go to taniej będzie kosztowało.

W obecnych warunkach szerokie zastosowanie miału do opalania kotłów parowych oparte jest jedynie na różnicy w kosztach transportu kolejowego. Z chwilą podrożenia przewozu kolejowego dla miału straci on w przeważnej ilości wypadków swą obecną przewagę kalkulacyjną nad innemi sortowanemi gatunkami węgla.

Oczywiście nie wszystkie gatunki miału i nie w jednakowym stopniu nadają się do spalania pod kotłem. Decydując się na opalanie miałem, należało uwzględnić nie tylko wartość opałową miału danej kopalni, lecz trzeba było poznać i porównać własności techniczne różnych miałów, dostosowując do nich w sposób najracjonalniejszy system rusztów i palenisk. Dla wyboru miału z tej czy z innej kopalni trzeba było zdobyć dane porównawcze, co do ilości kalorji, wyzyskanych pożytecznie w danej instalacji. Z tych względów należało przeprowadzić próby z różnemi gatunkami miału, przy zastosowaniu rozmaitych palenisk.

Dozór kotłów wspólnie z inżynierami ruchu zakładów przemysłowych w Łodzi przeprowadził w ostatnich latach wiele takich prób, prowadzących do właściwego zużytkowania miału. W jednej z fabryk, gdzie przeprowadzano badania z miałem różnego pochodzenia, otrzymano między innemi następujące wyniki. Koszt 1000 *kg* pary przy opalaniu miałem o wartości opałowej 5744 *cal*, wynosił 4,89 zł., przy opalaniu zaś miałem z innej kopalni, posiadającym wartość opałową 6050 *cal*, koszt 1000 *kg* pary stanowił tylko 4,05 zł. Przy przejściu na inny miał, o wartości opałowej jeszcze wyższej, bo równej 6562 *cal.*, sprawność kotła spadła z 68% do 64%, a koszt 1000 *kg* pary podniósł się o 1 grosz. Miał ten był przytem droższy od poprzedniego o 0,60 zł. na tonie.

Przejście do opalania kotłów miałem wymagało kosztownych przygotowań i inwestycyj, jak zmiana rusztów, palenisk, ustawienie wentylatorów i t. d. Już przy kotłach płomienicowych inwestycje te wymagały kosztów, które mogą się zamortyzować dopiero po dłuższym czasie. Przy kotłach wodnorurowych zaś przeróbki pociągały za sobą znacznie większe wydatki, na które decydowano się, licząc na ustalenie się konjunktur i taryf.

W obecnej n.p. chwili większość zakładów przemysłowych w Łodzi opala kotły miałem. przy zmianie sytuacji i braku rentowności takiego opalania, fabryki łódzkie niewątpliwie zmuszoneby były zarzucić kosztowne i niezamortyzowane inwestycje i powrócić do węgli sortowanych. Byłoby to szkodliwe nietylko ze względów finansowych, lecz i dlatego, że mogłoby wywołać zniechęcenie przemysłowców do przeprowadzania inwestycyj z obawy przed stratami w razie nagłych zmian w podstawach gospodarki, zwłaszcza, że inwestycje dotychczasowe, wobec braku płynnego kapitału, po większej części powstają w drodze długoterminowych kredytów, spłacanych z oszczędności, osiąganych przez wprowadzone ulepszenia.

Zawód doznany i strata drogocennego kapitału inwestycyjnego mogą wzbudzić nieufność do stałości konjunktur gospodarczych w Polsce.

Inż. KAZIMIERZ RADŹWICKI.

GOSPODARKA CIEPLNA W HUTNICTWIE ŻELAZA.

(por. *Technika Cieplna*, 1929 str. 4).

ROZDZIAŁ II.

Oddział wielkopiecowy.

Wielki piec należy do instalacji, które jednocześnie zużywają i wytwarzają energję cieplną, gdyż zużywają ją w postaci koksu, wytwarzają zaś gaz wielkopiecowy. Wartość opałowa tego gazu wynosi 800 — 1100 *ciepł*/m^3 (0^0 *C*, 760 *mm Hg*) przyczem skład chemiczny przedstawia się mniej więcej następująco:

CO_2 — 6—10% objętościowo
CO — 29—31% „
H_2 — 2 — 3% „
N — ∞ 60% „

Ogólna produkcja gazu oraz jego skład znajdują się w ścisłym związku z przebiegiem procesów metalurgicznych w wielkim piecu. Czynnikami, wywierającemi największy wpływ na ilość i skład gazu są: ilość wprowadzonego koksu oraz ilość i temperatura wdmuchiwanego powietrza. Wobec tego, że ilość wprowadzanego koksu jest mniej więcej stałą, obydwa zaś inne czynniki są zmienne, należy prowadzić ścisłą ich kontrolę zapomocą przyrządów pomiarowych. Znajomość tych czynników jest również konieczną ze względu na potrzebę przeprowadzania co pewien okres czasu zestawień oraz bilansów wielkiego pieca i nagrzewnicy, bez czego niemożliwe jest racjonalne i ekonomiczne prowadzenie pieca.

Zazwyczaj przyjęte jest mierzenie ilości „wiatru“ przez liczenie ilości obrotów dmuchawy, lecz takie mierzenie nie jest dokładne, gdyż zależy od temperatury i barometrycznego ciśnienia, jest więc wielkością zmienną nawet przy stałej ilości obrotów dmuchawy. W celu ścisłego, niezależnego od pogody, mierzenia powietrza, należy ustawić na rurociągu powietrznym możliwie najbliżej nagrzewnic od strony doprowadzenia powietrza zimnego (gdyż należy mierzyć zimne powietrze) specjalny przyrząd pomiarowy. Szczególną należy przytem zwrócić uwagę na szczelność przewodów od miejsca ustawienia przyrządu pomiarowego do dysz pieca w celu uniknięcia strat tembardziej, że straty te z trudnością tylko mogą być wykryte przez okresowe przeprowadzanie porównawczych bilansów materjałów.

Mierzenie temperatury wdmuchiwanego powietrza przed i za nagrzewnicą nie przedstawia żadnych trudności. Znacznie gorzej przedstawia się sprawa mierzenia ilości wytwarzanego gazu wielkopiecowego, gdyż w tym celu nie można zastosować żadnych przyrządów pomiarowych, a to z tego względu, że zawarty w surowym gazie pył zanieczyszcza w krótkim czasie przyrząd. Wobec tego określanie wytwarzanego surowego gazu przeprowadza się jedynie na podstawie bilansu materjałów na 100 kg wprowadzonego do pieca koksu.

Często stosują w praktyce obliczenia ilości gazu na 100 kg produkcji surowca, lecz nie jest to właściwe. Produkcja gazu znajduje się w ścisłym związku z ilością wprowadzonego koksu i od koksu należy produkcję gazu uzależnić.

Zasada obliczania ilości gazu na 100 kg koksu
(M. Schlipköter)

Należy dokładnie ustalić ilość i skład wprowadzonego w ciągu doby koksu, biorąc z każdego wózka ok. 1 kg dla analizy, przyczem próbki ze wszystkich wózków w ciągu doby miesza się i wybiera próbkę do analizy, którą należy uważać jako przeciętną za dobę.

Skład rudy i wapienia bierze się przeciętny na przeciąg 1 miesiąca, biorąc po jednej próbce dziennie. Oznaczamy:

Ilość węglika w 100 *kg* koksu a *kg*
Ilość węglika w rudzie i wapieniu zużytych na 100 *kg* koksu (zawartość węglika w CO_2) b *kg*
Ilość węglika w surowcu na 100 *kg* koksu c *kg*
Ilość węglika w gazie (p-g składu)
(CO_2 % objęt. + CO % objęt.) × 0,536 [1]) d *kg*

$$\frac{a + b - c}{d} = m^3 \text{ gazu } (0^\circ C, 760 \ mm \ Hg)$$

[1]) 1 m^2 CO_2 waży 1.965 *kg*
w czem 1 m O „ 1.429 „
waga węglika 0,536 *kg*. To samo dla CO

Czyszczenie gazu wielkopiecowego.

Surowy gaz wielkopiecowy zawiera dużo pyłu, wobec czego użycie go chociażby tylko do celów opałowych jest w wysokim stopniu nieekonomiczne nie mówiąc już wcale o możliwości użycia tego gazu do napędu silników gazowych. Nieekonomiczność opalania surowym gazem polega na tem, że przedewszystkiem pył w bardzo krótkim czasie zanieczyszcza rurociągi gazowe, paleniska i przewody kominowe. Oprócz tego, osiadając na powierzchni ogrzewalnej, pył tworzy warstwę dobrej izolacji, co powoduje duże straty ciepła. Samo tylko wstępne („suche“) czyszczenie gazu nie wystarcza, gdyż gaz traci tu tylko pył grubszy, drobny zaś pyłek porwany prądem gazu unosi się dalej. Istnieje dużo różnych opatentowanych sposobów czyszczenia gazu wielkopiecowego, lecz przy wyborze rodzaju czyszczenia należy głównie mieć na uwadze cel, do którego ma służyć gaz oczyszczony. Przy użyciu gazu do napędu silników gazowych, czyszczenie powinno być bardzo dokładne (poniżej 0,02 gr. pyłu w 1 m^3 gazu). W tym wypadku stosowano dotychczas metody czyszczenia t. zw. „dezintegratory“ Theisen'a, Schwarz-Bayer'a i t. d. Obecnie zaś z powodzeniem stosują metodę elektryczną czyszczenia gazu osiągając znacznie tańszym kosztem jeszcze lepsze wyniki. Przy użyciu gazu tylko do celów opałowych, wystarcza czystość gazu poniżej 0,1 gr. pyłu na 1 m^3 gazu. Dürrer (St. u E. 1926 r.) podaje następujące dane dla elektrycznego czyszczenia gazu:

Czystość gazu 0,004 — 0,019 gr/m^3
Zużycie energji elektrycznej na 1000 m^3 gazu ca 0,5 *kWh*.
łącznie zaś z napędem wentylatorów 2,5 *kWh*

Gospodarka gazowa.

Racjonalna gospodarka gazowa polega głównie na odpowiedniem wyzyskaniu i podziale gazu. Rozdział na oddziały zużywające gaz, następuje zapomocą rurociągów, przyczem należy specjalnie uważać na możliwe zmniejszenie strat prędkości i ciśnienia (odpowiednie średnice rurociągów i unikanie ostrych kątów) oraz szczelność przewodów. Straty z powodu nieszczelności przewodów mogą być ujawniane przez zestawianie okresowych porównawczych bilansów. Wahania się tych bilansów w granicach ± 5% są dopuszczalne i mogą być policzone na karb zmienności ruchu palenisk i silników, większe zaś wahania wskazują już na pewne nienormalności, które powinny być wyjaśnione, przyczem najczęstszym powodem ich są nieszczelności powstałe w rurociągach gazowych.

Przewody gazu surowego należy wykonywać z rur o średnicy większej, jak wypadałoby z obliczeń, przyjmując ten nadmiar na zanieczyszczenie rurociągu pyłem. Kształt rur tych powinien być łamany (zygzakowaty), przyczem w dolnych częściach załamań należy umieszczać klapy

dla samoczynnego wydalania nagromadzonego pyłu.

Dla przewodów gazu czyszczonego średnice powinny odpowiadać prędkości gazu 5 — 15 *m/sek.*, w zależności od zapotrzebowania oddziału odbiorczego.

Ciśnienie gazu surowego jest nadzwyczaj zmienne i waha się w granicach do 300*mm* słupa wody. Powodem tego są różne chwilowe stany biegu pieca. Te wahania ciśnienia, chociaż w znacznie zmniejszonej skali przenoszą się również do rurociągów gazu czyszczonego. Wahania te w niektórych wypadkach nie mogą być wcale tolerowane, wtedy koniecznem jest ustawienie specjalnych regulatorów ciśnienia. Jest kilka typów takich regulatorów, lecz jako najprostszy uważa się regulator firmy „Allgemeine Vergasungsgesellschaft".

Z ogólnej ilości wyprodukowanego gazu wielkopiecowego tylko ok. 50% można zużyć do podziału pomiędzy inne oddziały, reszta zaś pozostaje do użytku i na rezerwę dla oddziału wielkopiecowego. Właściwie przy należytym wyborze, nagrzewnice zużywają tylko 35% gazu, jednak powinien zawsze pozostawać pewien zapas gazu na wypadek nieprawidłowości biegu lub zatrzymania jednego z kilku czynnych pieców. Oddziały odbiorcze powinny być również zabezpieczone przed nagłem przerwaniem dopływu gazu. Powstaje jednak pytanie, co z tą rezerwą robić podczas normalnego biegu wszystkich pieców. Otóż za najprostsze rozwiązanie uważam kotły o paleniskach kombinowanych gazowo-węglowych, które łatwo mogłyby przejść z gazu na węgiel i odwrotnie. Podczas normalnego biegu pieców zużywałyby one nadmiar gazu, zaś w razie chwilowego zatrzymania któregoś z pieców odpowiednia ilość kotłów przeszłaby na węgiel, zabezpieczając inne oddziały przed brakiem gazu. Do automatycznego regulowania dopływu gazu do oddziałów odbiorczych służą regulatory „Arco".

Jak duży wpływ na oszczędności w gospodarce gazowej posiada czyszczenie gazu i wybór odpowiedniego typu nagrzewnicy, łatwo osądzić z zestawienia podanego przez *Rowe* (Iron Coal Trades Rew. 1925) dla różnych warunków wyzyskania ciepła przy różnych sposobach prowadzenia gospodarki gazowej.

1. Bilans cieplny dla gazu surowego.

A. Straty gazu . . . 5% ciepła zawartego w gazie = = 3% ciepła wniesionego przez koks.
B. Zużycie gazu w nagrzewnicy . . . . 35% ciepła zawartego w gazie = =21% ciepła wniesionego przez koks.
C. Zużycie gazu w dmuchawie parowej (kotły gazowe) . . . 35,2% ciepła zawartego w gazie = =21,1% ciepła wniesionego przez koks.
D. Nadmiar gazu . . 24,8% ciepła zawartego w gazie = =14,9% ciepła wniesionego przez koks.

Σ =100,0% ciepła zawartego w gazie = =60,0% ciepła wniesionego przez koks.

2. Bilans cieplny dla gazu czyszczonego.

A. Straty gazu . . . 5% ciepła zawartego w gazie = = 3% ciepła wniesionego przez koks.
B. Zużycie gazu w nagrzewnicy . . . . 27,2% ciepła zawartego w gazie = =16,3% ciepła wniesionego przez koks
C. Zużycie gazu w dmuchawie parowej (kotły gazowe) . . . 24,4% ciepła zawartego w gazie = =14,6% ciepła wniesionego przez koks.
D. Nadmiar gazu . . 43,4% ciepła zawartego w gazie = =26,1% ciepła wniesionego przez koks.

Σ =100,0% ciepła zawartego w gazie = =60,0% ciepła wniesionego przez koks.

3. Bilans cieplny dla gazu czyszczonego i nagrzewnicy *P.-S.-S.*

A. Straty gazu . . . 5% ciepła zawartego w gazie = = 3% ciepła wniesionego przez koks.
B. Zużycie gazu w nagrzewnicy *P.-S.-S.* . 23,8% ciepła zawartego w gazie = =14,3% ciepła wniesionego przez koks.
C. Zużycie gazu w dmuchawie parowej (kotły gazowe) . . . 25,2% ciepła zawartego w gazie = =15,1% ciepła wniesionego przez koks.
D. Nadmiar gazu . . 46,0% ciepła zawartego w gazie = =27,6% ciepła wniesionego przez koks.

Σ =100,0% ciepła zawartego w gazie = =60,0% ciepła wniesionego przez koks.

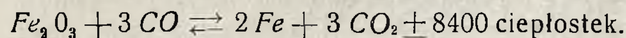
Jak wynika z powyższego zestawienia bilansów różnica w nadmiarze gazu waha się przy różnem wyzyskaniu w granicach 24,8—46%, czyli do 20% ogólnej ilości gazu wielkopiecowego, co stanowi w gospodarce gazowej cyfrę bardzo znaczną.

W celu ułatwienia racjonalnego prowadzenia gospodarki gazowej należy prowadzić registrację i statystykę produkcji i zużycia gazu dla każdego z oddziałów odbiorczych. Porównywując codzienne bilanse gazowe łatwo możemy zauważyć pewne wahania w produkcji względnie zużyciu gazu. Przyczyny powstania większych (ponad 5%) wahań koniecznie muszą być wyjaśnione, gdyż inaczej prowadzą do bardzo poważnych strat. W gospodarce gazowej większych oddziałów wielkopiecowych, dla których strata chociażby poniżej 5% stanowi dużą różnicę, ujawnienie i usunięcie przyczyny strat tych daje oszczędności, w bardzo krótkim czasie pokrywające wszystkie koszta aparatury i kontroli.

Bilans wielkiego pieca.

Ścisłe obliczenie bilansu cieplnego wielkiego pieca jest bardzo trudne i dla naszych celów nie konieczne. Trudność polega na tem, że pozycje przychodu i rozchodu ciepła nie ograniczają się do ciepła wniesionego z zewnątrz w postaci koksu, gorącego powietrzą i ciepła zawartego w materjałach, zaś wyniesionego przez płynny surowiec, żużel i gazy, lecz znaczną pozycję w przychodzie i rozchodzie ciepła zajmują procesy metalurgiczne endo i egzotermiczne zachodzące w zonach utleniającej i redukującej wielkiego pieca.

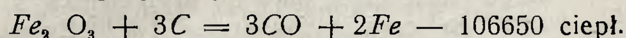
Reakcją zasadniczą wielkiego pieca jest:



$$Fe_2O_3 + 3\,CO \rightleftarrows 2\,Fe + 3\,CO_2 \pm 8400 \text{ ciepłostek.}$$

Reakcja ta jest odwracalna w zależności od temperatury. Idealnym procesem byłoby, gdyby proces ten szedł wyłącznie w kierunku z lewa na prawo, t. j. gdyby w gazie wielkopiecowym nie było wcale CO, lecz tylko CO_2. Jednak taki idealny proces z wielu względów jest niemożliwy, a nawet obecnie, gdy gazy wielkopiecowe są doskonale wyzyskiwane, nie potrzebnym.

Najważniejszym procesem endotermicznym wielkiego pieca jest:



$$Fe_2O_3 + 3C = 3CO + 2Fe - 106650 \text{ ciepł.}$$

Proces ten, pochłaniając dużo ciepła, obniża temperaturę w zonie odtleniającej i wzbogaca gaz w CO.

Powietrze wdmuchiwane do wielkiego pieca przez dysze spełnia doniosłe zadanie, gdyż dostarcza niezbędnej ilości tlenu koniecznego w zonie topienia. Aby zaś uniknąć ochładzania tej zony przez wprowadzenie dużej ilości zimnego powietrza, powietrze zostaje uprzednio ogrzane do temperatury 700—800°C.

Ze względów gospodarki gazowej ważne jest natomiast ustalenie bilansu materjałów, gdyż tylko tą drogą można obliczyć produkcję surowego gazu. Dla zestawienia bilansu materjałów należy prowadzić ścisłą kontrolę ilości i składu poszczególnych materjałów wprowadzonych, otrzymanych z wielkiego pieca.

Nagrzewnica.

Nagrzewnice są najpoważniejszemi odbiorcami gazu, gdyż zużywają go zależnie od typu 25—35%. Każda nagrzewnica posiada swój własny współczynnik sprawności, a więc i różne zużycie i wyzyskanie gazu. Jedyną możliwością kontroli zużycia gazu, a przez to i obliczenia doprowadzonego ciepła, jest mierzenie zapomocą specjalnych gazomierzy (jeżeli gaz jest oczyszczony). Z pomiędzy najwięcej rozpowszechnionych gazomierzy należy wymienić typ „Hydro".

W celu kontrolowania przebiegu spalania w nagrzewnicy należy stale badać zapomocą zapisujących przyrządów skład i temperaturę spalin kominowych i odpowiednio regulując ciąg i dopływ powietrza do komory spalania nagrzewnicy, doprowadzić do najlepszych i najekonomiczniejszych warunków.

Istnieje kilka różnych typów nagrzewnic, lecz niewiele takich, które pracują ekonomicznie. Z pośród nowszych typów zatrzymać się należy na nagrzewnicy P.-S.-S. (Pfoser-Strack-Stumm), które wprawdzie nie daje korzyści wymienionych w prospektach reklamowych ekonomji gazu do 12% (patrz wyżej zestawienie bilansów przez Rowe), lecz w każdym razie posiadają lepszy współczynnik sprawności od innych nagrzewnic.

Główną zasadą nagrzewnic P.-S.-S. jest zwiększenie prędkości przepływu gazów gorących przez kanały kratownicy, co powiększa stopień nagrzania kratownicy i skraca czas trwania nagrzewania. Przy zastosowaniu tych nagrzewnic dąży się do zrównania czasu nagrzewania nagrzewnicy z czasem nagrzewania powietrza, co w zasadzie umożliwiłoby przejście do systemu 2 nagrzewnic na 1 wielki piec.

Bardzo ciekawe badania w tym kierunku przeprowadził dr. inż. *Harnickell* (St. E. 1924) z wolno leżącemi cegłami fasonowemi na kratownicy nagrzewnicy. W ten sposób otrzymuje się:

1. znaczne zwiekszenie się powierzchni ogrzewalnej,

2. lepsze oddawanie ciepła przez gazy, gdyż kanały przepływu gazów na początku są załamane,

3. obniżenie się strat kominowych (niższa temperatura spalin),

i 4. podniesienie się współczynnika sprawności do 80%.

Wysokość warstwy wolno leżących cegieł jest ograniczoną ze względu na ciąg, gdyż przy warstwie większej ponad 5 m opór warstwy jest zbyt wielki na ciąg naturalny i należy stosować ciąg sztuczny (wentylatorowy). Poniżej podaję tablicę wyników zestawienia bilansów dla nagrzewnic zwykłych wraz z warstwą cegieł wolno leżących różnej grubości (Podług Harnickell'a).

Rodzaj nagrzewnicy	Sprawność %	Straty kominowe %	Reszta strat %
Nagrzewnica zwykła . .	57,4	20,0	22,6
Warstwa 2 m. ciąg natur.	65,5	12,0	22,5
„ 5,5 m. „ „	78,2	6,1	15,7
„ 5,5 m. „ sztucz.	83	5,3	11,7

Bilans cieplny nagrzewnicy.

Dla zestawienia bilansu cieplnego nagrzewnicy konieczne jest kontrolowanie i stała registracja następujących czynników:

1. Zużycie gazu (skład, temperatura i ilość gazu).

2. Straty kominowe (skład i temperatura spalin).

3. Wydajność nagrzewnicy (ilość powietrza oraz temperatura przed i po nagrzaniu).

Bilans

Przychód:

Ciepło wniesione przez gaz.

Rozchód:

Ciepło wyniesione przez powietrze, jako różnica pomiędzy ciepłem zawartem w powietrzu ogrzanem a powietrzu zimnem.

Straty kominowe

Reszta strat (promieniowanie, przewodnictwo i nieszczelność).

Sprawność nagrzewnicy przedstawia stosunek ciepła wyzyskanego do ciepła doprowadzonego.

Współczynnik sprawności.

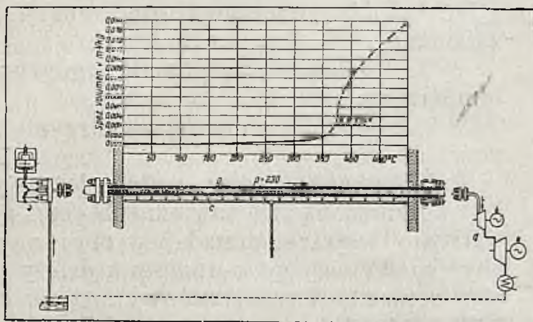
$$\eta = \frac{\text{ciepło zawarte w pow. ogrzanem} - \text{ciepło zawarte w pow. zimnem}}{\text{Ciepło zawarte w zużytym gazie}}$$

(*d. c. n.)*

NOWY KOCIOŁ BENSONA.

w fabryce kabli Gartenfeld Firmy Siemens i Schuckert w Berlinie. [1]

Po pierwszych próbach, które przeprowadzono na kotle typu Bensona w Anglji, a następnie w siłowni Siemensa i Schuckerta w Berlinie, postanowiono wybudować nowy kocioł i włączyć go w ruch fabryki kabli, aby udowodnić jego zdolność zastosowania przemysłowego,

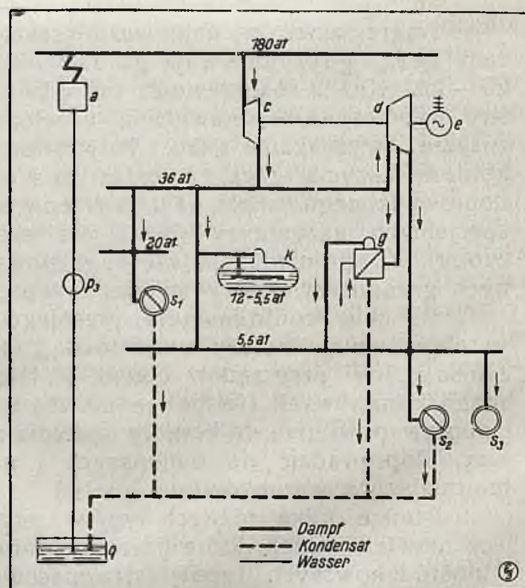


Rys. 1.

Zasada kotła Bensona polega na wytwarzaniu pary w krytycznym stanie (224,2 *ata*, 374° C), kiedy do przemiany wody na parę nie potrzeba doprowadzać ciepła lotności a objętość pary nasyconej jest równa objętości wody, zatem woda przechodzi bezpośrednio w parę, nie tworząc mieszanki. Z tej przyczyny kocioł Bensona nie potrzebuje walczaków, dla wydzielenia pary z wody, ani rur opadowych, dla cyrkulacji wody, zatem wytwarzanie pary odbywa się w sposòb uproszczony, wskazany na rys, 1. Wysoko sprężające pompy a wtłaczają wodę o ciśnieniu 230 *atm.* do systemu rur b. gdzie się ona ogrzewa do 374° C i przechodzi w stan lotny (na rysunku małe płomyki gazowe *c* oznaczają źródło ciepła). Przez dalsze podgrzewanie para osiąga przegrzanie i w tym stanie doprowadza się ją do silnika, skąd, jako kondensat, wraca do kotła. W wielu wypadkach, n. p. w ruchu wyłącznie kondensacyjnym, zachodzi potrzeba międzystopniowego przegrzania pary, którą można uzyskać osobnemi przegrzewaczami umieszczonemi w obmurzu kotła, kondensującą parą świeżą, lub pobieraną względnie przepływającą parę świeżą. W rysunku uwidoczniono, ponad opłomką, wytwarzającą parę, krzywą objętości wody i pary w zależności od temperatury, z której widać, że, nieco przed osiągnięciem krytycznego stanu, następuje zluźnienie molekularnego skupienia wody a jej objętość wzrasta do trzechkrotnej wartości, poczem, w stanie przegrzania, rośnie dalej bardzo szybko.

Zasadniczy obieg wody i pary w siłowni fabryki kabli SSW. podaje rys. 2. Parę, wytworzoną w kotle *a* doprowadza się pod ciśnieniem 180 *atm* do wysokoprężnej części *c* turbiny parowej. gdzie wyzyskuje się spadek ciśnienia do 36 *atm.* Z parociągu 36-atmosferowego idzie część pary do użytkownika s_1 a reszta do części niskoprężnej *d.* Ewentualną nadwyżkę pary magazynuje się w cieplarce Ruths'a.

Z części niskoprężnej turbiny pobiera się parę dla przetwornika pary *g*, który pokrywa ubytek kondensatu z użytkownika s_3, gdyż ten kondensat, zanieczyszczony kwasami, nie może być użyty do zasilania. Para wytworzona w przetworniku *g* miesza się z wydechem niskoprężnej części turbiny w parociągu 5,5 atmosferowym, który zasila użytkowniki s_2 i s_3. Kondensat z użytkownika i przetwornika pary spływa do zbiornika kondensatów, skąd pompa p_3 zasila kocioł. Rodzaj zapotrzebowania ciepła w fabryce kabli Zakładów Siemensa-Schuckerta stwarza bardzo trudne warunki wykonania instalacji. Mniejsza część pary grzejnej musi posiadać ciśnienie 20 *atn* i 240° C. natomiast głównie potrzeba pary o ciśnieniu 5,5 *atn* i 240° C; do-



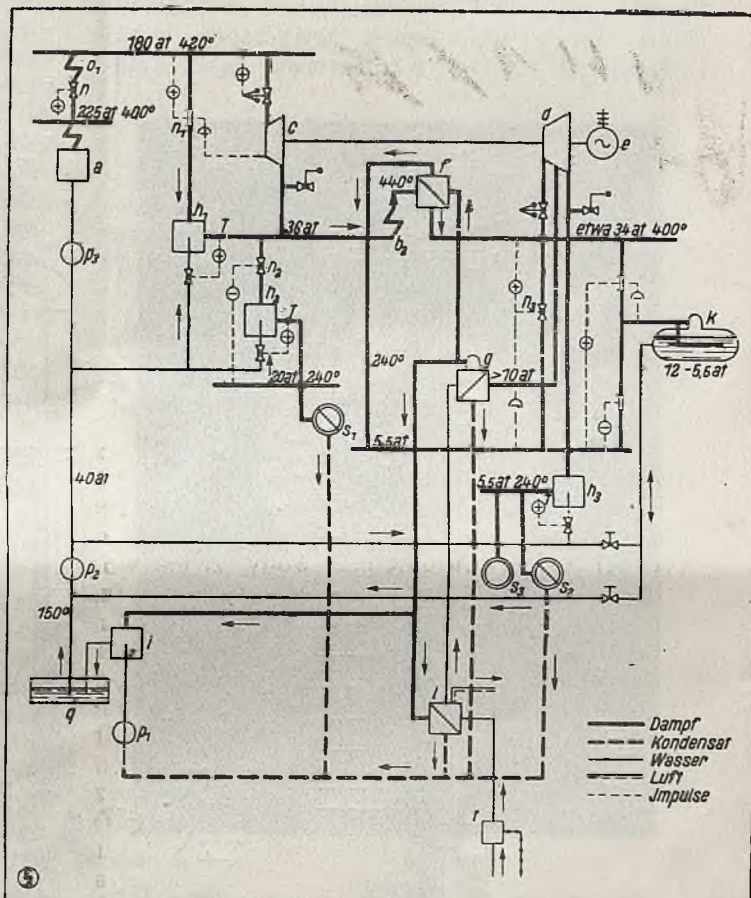
Rys. 2.

broć wyprodukowanego towaru wymaga ścisłego utrzymania ciepłoty. Mniej więcej 1/3 całego kondensatu, pochodząca z użytkownika s_3, nie nadaje się do zasilania kotła, gdyż jest zanieczyszczona przez kwasy. Nawet w razie stójki turbiny, kocioł musi dostarczać parę o tej samej tem

[1] Wlg specjalnego wydawnictwa S. S. W. z upoważnieniem do ogłoszenia.

peraturze, jak powyżej podano; z tego powodu wynika potrzeba zastosowania aparatów i urządzeń, które komplikują instalację a nie mają nic wspólnego ze sposobem Bensona i nie są potrzebne w zwykłej siłowni, lub instalacji grzejno siłowniczej, to też obserwując rysunek 3, który uwzględnia bliższe szczegóły wykonanej instalacji, należy o tem nie zapominać.

Para wytworzona w wężownicach a przepływa najpierw przez wentyl dławiący n, który, przy pełnem obciążeniu jest zupełnie twyotar, ponieważ w rurach przegrzewacza b_1 para dławi się z 225 na 180 *atn*, t. j. na ciśnienie dolotowe turbiny; z malejącem obciążeniem zmniejsza się dławienie w przegrzewaczu i wtedy wentyl n utrzymuje stałe ciśnienie. W przyszłości istnieje zamiar połączenia tego wentyla ze sterem turbiny. W przegrzewaczu b_1 przegrzewa się parę do około 450° C i doprowadza do wysokoprężnej części turbiny, gdzie para ekspanduje do 36 *atn*. W razie wyłączenia turbiny, można parociąg 36-atmosferowy wprost zasilać parą wysokoprężną przez wentyl dławiący n_1. W takim wypadku niszczy się przegrzanie pary w chłodzarce h_1 zasilanej przez pompę p_2. Pewną ilość, pary wychodzącą z części wysokoprężnej c, dławi się na 20 *atn* w wentylu dławiącym n_2 i doprowadza do temperatury 240°C w chłodzarce h_2. poczem oddaje się ją fabrykacji s_1, Pozostałą część pary ogrzewa się w przegrzewaczu międzystopniowym b_2 do temperatury 440° C. Tą nadwyżką temperatury przegrzewa się do 240°C parę świeżą wychodzącą z przetwornika pary o ciśnieniu 5,5 *at*, przyczem para grzejna ochładza się do około 400°C i z tą temperaturą wchodzi do niskoprężnej części turbiny, gdzie ekspanduje najprzód do 10 *atn*. Z tego miejsca mniej więcej $^1/_3$ część pary, bez regulacji, pobiera się dla przetwornika pary g; kondensat powstały przy wytworzeniu pary 5,5 *atn* spływa do zbiornika kondensatów q. Wytworzoną parę 5,5 *atn*, jak poprzednio opisano, przegrzewa się do 240°C w przegrzewaczu f i doprowadza do parociągu 5,5 atmosferowego. Pozostałe $^2/_3$ pary ekspandują aż do przeciwciśnienia 5,5 *atn* i łączą się z $^1/_3$ wychodzącą z przetwornika pary. Ponieważ w fabryce gumy występują bardzo silne, momentalne uderzenia parowe, włączona jest jeszcze cieplarka Ruths'a, która wtedy, gdy w parociągu 5,5 *at* ciśnienie rośnie, ładuje się parą z rurociągu 34 *atn*, zaś odwrotnie oddaje parę do rurociągu 5,5 *atn*, kiedy tam ciśnienie maleje. Ponieważ z tego powodu temperatura pary 5,5 *at* mogłaby chwilowo spaść poniżej 240°C, utrzymuje się parę wylotową z turbiny nieco ponad 240°C, a dokładną temperaturę 240°C osiąga się w chłodzarce h_3, przez zmniejszenie lub zastanowienie wstrzyku wody w razie dodawania pary z cieplarki. W ten sposób zapewnia się także 5,5 *at* użytkownikowi s_2 temperaturę 240°C, co jest bezwzględnie wymagane dla fabrykacji gumy. W razie zastanowienia ruchu turbiny, przewody użytkowników 5,5 *at* można zasilać wprost przez wentyl dławiący n_3. Woda surowa, doprowadzona do przetwornika, przechodzi najprzód przez instalację permutytową t,

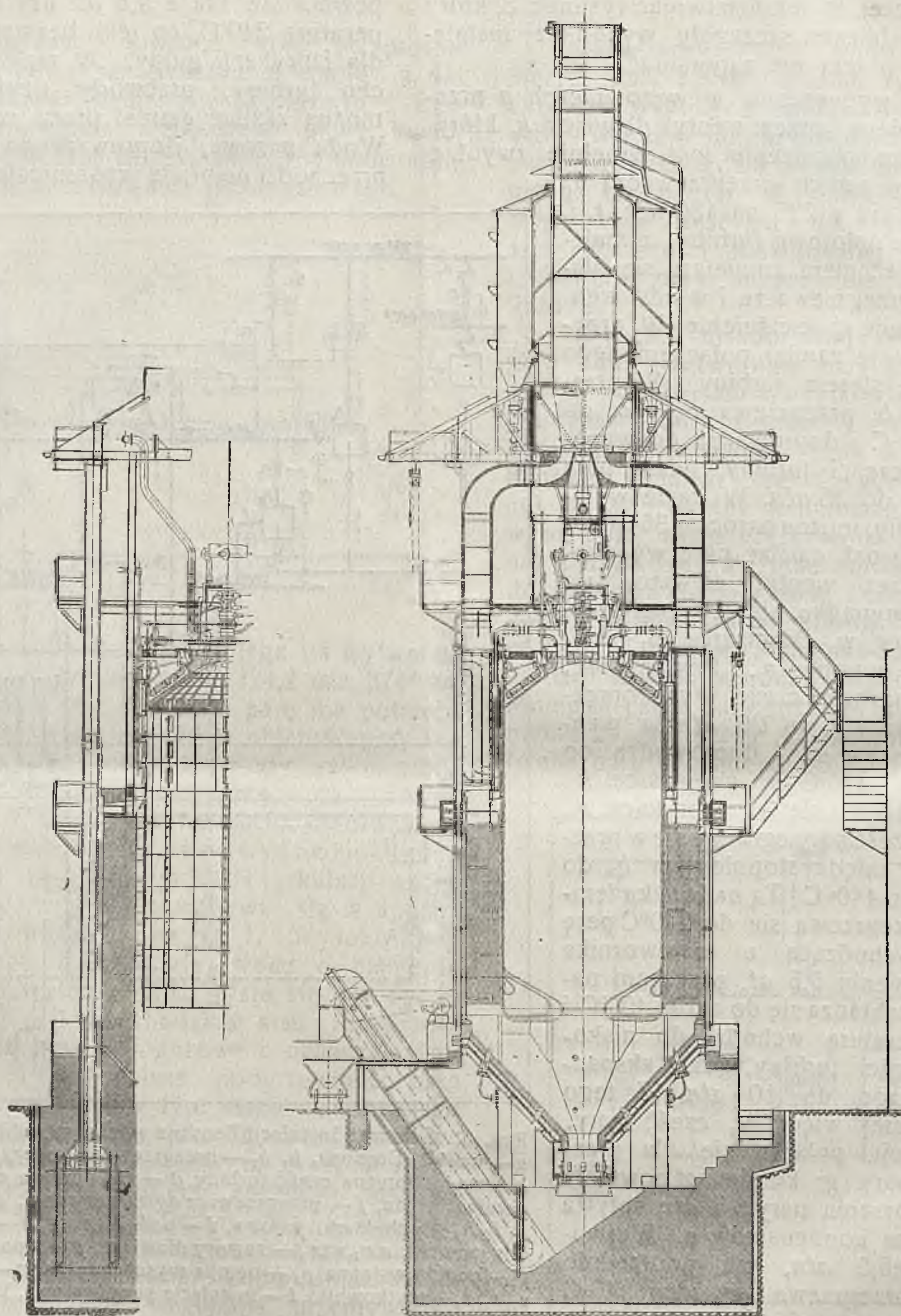


Rys. 3. Schemat instalacji Bensona w fabryce kabli S. S. W. w Berlinie. a — kocioł Bensona, b_1 b_2 — przegrzewacze pary, ogrzewane spalinami, c — wysokoprężna część turbiny, d — niskoprężna część turbiny, e — generator prądu, f — przegrzewacz ogrzewany parą, g — przetwornik pary, h_1 h_2 h_3 — chłodzarki parowe, i — podgrzewacz, k — cieplarka Ruths'a, l — odgazownik, n, n_1, n_2, n_3 — zawory dławiące, p_1 — pompa dla kondensatów, p_2 — pompa wstępna p_3 — pompa wysokoprężna, q — zbiornik kondensatu, s_1, s_2, s_3 — użytkowniki, t — instalacja permutytowa, T — termowzbudzacze.

a następnie zostaje odgazowana w aparacie l. Cały kondensat dostaje się przez podgrzewacz i do zbiornika q. Podgrzewacz i otrzymuje parę z przetwornika g, a pompa p_1 tłoczy kondensat przez podgrzewacz mieszankowy i do zbiornika q. Pompa odśrodkowa p_2 pobiera gorącą wodę o temperaturze 150°C z wysoko położonego zbiornika q i tłoczy ją pod ciśnieniem 40 *at* do wysokoprężnych pomp p_3. To ciśnienie międzystopniowe zostało obrane z tego względu, aby także chłodzarkom h_1 i h_2 dostarczyć wodę wstrzykową

o odpowiedniem ciśnieniu. Instalację pomp wysokoprężnych stanowi obustronnie działająca, leżąca, pompa nurowa o 6 tłokach, którą napędza motor na prąd stały, co umożliwia regulację wydajności. Prócz powyższej, jest jeszcze druga

ciśnieniu krytycznem, zatem bez obiegu wody i walczaków, wymaga równomiernego rozłożenia wody na równolegle połączone zwoje opłomek i równomiernego odbierania przez nie ciepła. Ciepło potrzebne dla ogrzania wody do kry-



Rys. 4.

pompa, a mianowicie 16-stopniowa, na dwa cylindry rozdzielona, pompa odśrodkowa, napędzana motorem na prąd zmienny. Ilość obrotów tej pompy jest stała dla wszystkich obciążeń, a wydajność reguluje charakterystyka pompy.

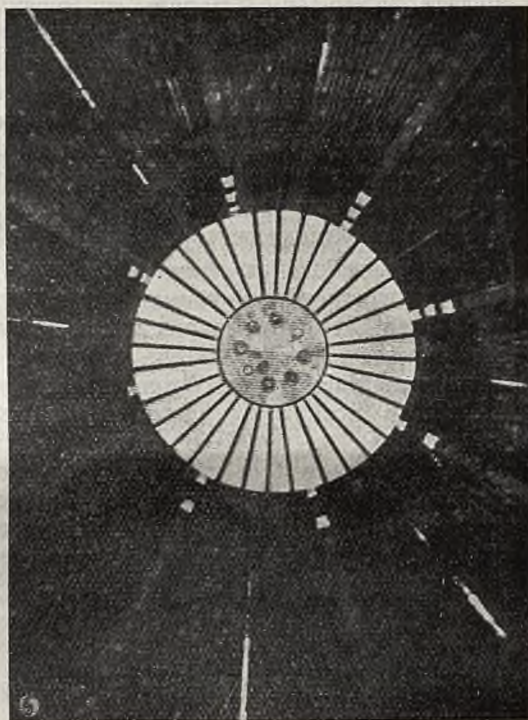
Konstrukcja kotła (rys. 4) jest oparta na następujących zasadach. Wytwarzanie pary przy

tycznej temperatury i część ciepła przegrzania powinna być doprowadzona w części paleniska wyzyskującej promieniowanie. Ponieważ forma cylindryczna najlepiej zapewnia równomierny rozdział ciepła promieniującego, zatem ten kształt przyjęto dla komory ogniowej a na wewnętrznej powierzchni ułożono pionowo rury, jedna obok

drugiej. Celem uzyskania tej samej drogi a zatem i równych oporów w równolegle połączonych opłomkach, wodę zasilającą doprowadza się do rozdzielacza, położonego w osi kotła, ponad komorą spalinową a stąd do ośmiu zwojów rur, tworzących płaszcz paleniska. Para wytworzona dostaje się do drugiego rozdzielacza a stąd doprowadza się ją do komór przegrzewaczowych, leżących w drugim ciągu, poczem połączona odchodzi do turbiny. Parę 36-*at*, wychodzącą z wysokoprężnej części turbiny, przegrzewa się ponownie w 4 przegrzewaczach międzystopniowych. Powietrze potrzebne do spalania wtłacza się najpierw do pierścieniowego kanału leżącego na fundamencie a stąd dostaje się przez wolną przestrzeń między 8 przegrzewaczami i 8 podgrzewaczami powietrza a zewnętrzną osłoną kotła do podgrzewaczy powietrza, gdzie schodzi w dół, w przeciwprądzie do spalin, i zbiera się wreszcie w pierścieniowym kanale utworzonym między podgrzewaczami powietrza a płaszczem żeliwnym stanowiącym uszczelnienie komory spalinowej, poza opłomkami. Niewielką część powietrza doprowadza się stąd, jako powietrze pierwsze, do palników umieszczonych w suficie paleniska, pozostałą część, jako powietrze wtórne, wprowadza się do paleniska ośmioma szeregami dysz.

Węgiel miele się w młynie Raymond'a i suszy w obiegowym prądzie powietrza przez dodatek spalin kotłowych. Nadwyżkę powietrza suszącego wyprowadza się z cyklonu w powietrze przez filtr elektryczny. Pod cyklonem jest umieszczony zbiornik pyłu, z którego wtłacza się pył przy pomocy 2 ślimacznic i wentylatorów do obu przewodów pyłu, mogących pracować pojedyńczo lub wspólnie. Przewody pyłu wchodzą do rozdzielacza leżącego ponad paleniskiem. Rozdzielacz zasila 4 palniki, umieszczone prostopadle w dół w suficie paleniska. Cztery palniki ropowe służą do zapalania pyłu. Dysze wtórnego powietrza są umieszczone stycznie do idealnego koła w palenisku i wywołują wir powietrza w który prostopadle z góry wdmuchuje się pył węglowy. Komorę paleniskową zamyka u góry paraboliczne sklepienie zapalające, którego wsporniki są chłodzone przez rury powrotne z komory paleniskowej (rys. 5). Każdy z 8 szeregów dysz powietrza wtórnego składa się z 3 prostokątnych otworów, przez które wtłacza się bezustanku powietrze na $^1/_3$ wysokości komory ogniowej, przez co przeciwdziała się odśrodkowemu wydzielaniu części pyłu węgla i zapobiega jego ochłodzeniu o ściany rur, co by powodowało niezupełne spalanie. Szerokość otworów a więc i siła prądu powietrza zmniejsza się ku dołowi, natomiast siła ciągu kominowego wzrasta ku dołowi, przez co poziomy kierunek wiru przechodzi powoli w kierunek pionowy. Wygięte na samym dole rury płaszcza kotła tworzą ruszt granulacyjny. Spód komory ogniowej, lejkowato wydłużony, ściąga szlakę do wanny wodnej, gdzie ostudzona dostaje się do elewatora. Ciąg spalin zmienia ostro kierunek przez ruszt granulacyjny i wchodzi do 8 komór, przechodząc najpierw przez przegrzewacze zwykłe i międzystopniowe a następnie ogrzewa podgrzewacze powietrza i uchodzi do czopuchów schodzących się w osi kotła. Tu umieszczony jest napędzany motorem propeler, który tłoczy spaliny przez komory odpopielające do komina. Ponieważ sam kocioł nie potrzebuje obsługi a z konstrukcji wynika jego kształt wieży, zatem budynek kotłowni staje się zbyteczny.

Płomień można obserwować przez popielnik. Dozór całej instalacji odbywa się z centrali wskaźników, umieszczonej w hali maszyn, gdzie można odczytywać temperatury wody, spalin i pary, ciąg, zawartość CO i CO_2. Temperaturę



Rys. 5.

każdego zwoju rur w przestrzeni opromieniowanej mierzy się w jednem miejscu, przez co jest możliwe natychmiastowe stwierdzenie zanieczyszczenia rur, ujawniające się wzrostem temperatury i usunięcie go przez otwarcie odpowiedniego zaworu dla wypuszczenia mułu, gdyż twardy kamień nie osadza się. Ten fakt, obserwowany na wszystkich dotąd wykonanych kotłach Bensona, da się wytłómaczyć tem, że w krytycznem ciśnieniu nie tworzą się pęcherzyki parowe.

Wobec tego, że w kotle Bensona brak walczaków i przewodów obiegowych da on się łatwo kształtem dostosować do potrzeb paleniska, ale stąd wynika też konieczność, aby dla rozmaitych rodzajów palenisk stwarzać specjalne typy konstrukcyjne.

K. B.

Z. KLĘBOWSKI, inż.

OBLICZENIE WALCZAKÓW, KTÓRYCH PRZEKRÓJ PROSTOPADŁY DO OSI POSIADA WEWNĘTRZNY ZARYS ELIPTYCZNY NIEZNACZNIE ODBIEGAJĄCY OD KOŁOWEGO.

(por. *Technika Cieplna* 1929 str. 7).

Jakie miejsce przekroju walczaka eliptycznego należy obliczać na największe dopuszczalne naprężenie?

W walczaku eliptycznym bez szwu największe naprężenie panuje w wewnętrznem włóknie przekroju blachy A, a ponieważ na całym łuku $A\ C\ B$ materjał jest jednakowy, to przyjmując, iż o niebezpieczeństwie osiągnięcia granicy niebezpiecznej w danym punkcie materjału stanowi największe naprężenie normalne, jak się to zazwyczaj przy obliczaniu kotłów czyni, należy uważać za miarodajne naprężenie w wewnętrznem włóknie przekroju A.

W walczaku eliptycznem o szwie podłużnym (według tworzącej) spawanym, okaże się w wielu wypadkach, iż najniebezpieczniejszem miejscem jest miejsce spawu. Jeżeli, bowiem, miejsce spawu znajduje się w punkcie C na łuku $A\ C\ B$, to aczkolwiek naprężenia od siły rozrywającej P są mniejsze z powodu mniejszej średnicy elipsy w tem miejscu i naprężenia od zginania są mniejsze z powodu panującego tam mniejszego momentu gnącego, mogącego być nawet równym zeru, to jednak naprężenie dopuszczalne jest mniejsze niż w miejscu niespawanem i to w stosunku $1 : \frac{1}{\varphi}$ (gdzie φ jest mniejszym od jedności spółczynnikiem osłabienia blachy w szwie).

W zależności od położenia szwu w danym walczaku, moment zginający jest dodatni lub ujemny w tem miejscu, a w zależności od znaku momentu zginającego, największe naprężenie w szwie panować będzie w wewnętrznem lub zewnętrznem włóknie.

A więc należy obliczać:

1) Naprężenie (obwodowe) sumaryczne $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$, to jest pochodzące od siły rozrywającej P_A i momentu M_A w wewnętrznem włóknie przekroju A, leżącego na dużej osi elipsy. Naprężenie to nie powinno przekraczć dopuszczalnego k_z dla danego materjału

$$\sigma = k_z \text{ albo } \sigma_1 + \sigma_2 = k_z$$

2) Większe naprężenie sumaryczne z pośród panujących w skrajnych włóknach w przekroju C. Naprężenie to nie powinno przekraczać dopuszczalnego φk_z

$$\sigma' = \varphi k_z \text{ albo } \sigma_1' + \sigma_1' = \varphi k_z$$

Obliczenie naprężenia σ_1 od siły rozrywającej P_{xy}.

Rozważając walczak eliptyczny jako naczynie cienkościenne, otrzymujemy:

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot d \cdot}{2s}, \text{ gdzie}$$

σ_1 oznacza obwodowe naprężenie w kg/cm^2 równomiernie rozłożone wzdłuż wymiaru grubości blachy,

p wewnętrzne ciśnienie manom. w kg/cm^2,

s grubość ścianki walczaka w mm,

d średnicę elipsy odpowiadającą danemu punktowi, a więc dla punktu A o współrzędnych

$$x = a;\ y = 0;\ d = 2a;$$

dla punktu B o współrzędnych

$$x = 0;\ y = b;\ d = 2b;$$

dla punktu C o współrzędnych

$$x \text{ i } y;\ d = 2\sqrt{x^2 + y^2}$$

Pod wpływem jednak działania ciśnienia, wielkość d zmienia się; należałoby więc brać pod uwagę wielkość d po odkształceniu, co komplikowałoby rachunek, gdyż należałoby drogą stopniowego przybliżenia odnajdywać odkształcenie, określając w taki sposób obliczeniową wielkość,

Bacząc na to, iż rozpatrujemy walczaki eliptyczne, które nieznacznie odbiegają od kołowych, możemy przyjmować $d = 2a$ lub średnio $d = 2 \cdot \frac{a+b}{2} = a + b$, aby mieć większą gwarancję przyjmujemy $d = 2a$, a więc dla jakiegokolwiek punktu łuku przyjmujemy

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot a}{s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)'$$[1]

[1]) Jeżeli traktujemy walczak eliptyczny jako naczynie grubościenne; to

W punkcie A (włókno wewnętrzne)

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot a}{s} \cdot 2 \frac{R^2 + r^2}{(R+r)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

W punkcie C dla włókna wewnętrznego σ_1 otrzymujemu według wzoru (2) z uwzględnieniem odpowiednich wartości R i r dla danego punktu.

W punkcie C dla włókna zewnętrznego

$$\sigma_1' = \frac{p \cdot a}{s} \cdot 4 \frac{r^2}{(R+r)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

We wzorach (2) i (3) r i R są wewnętrznym i zewnętrznym promieniem krzywizny walczaka w rozpatrywanem miejscu i otrzymuje się je przez odjęcie i dodanie połowy

Obliczenie naprężenia σ_2 od momentu zginającego M_{xy}.

Moment zginający M_{xy} w jakiemkolwiek miejscu przekroju C, rys. 1 o współrzędnych xy jest

$$M_{xy} = \frac{pa^2}{4}\left[(1 - \frac{2x^2}{a^2})\, e^2 - \frac{1}{3}(\frac{s}{a})^2\right] \quad (4)^{2)}$$

gdzie $e = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}$ (mimośrodowość elipsy o długości osi $2a$ i $2b$.

p, a, b, s mają te same znaczenie jakie podano poprzednio.

Po podstawieniu odpowiednich wielkości do prawej strony równania (4) znak (+) świadczyć będzie o tem, iż pod wpływem odkształcenia zwiększa się pierwotna krzywizna, (t. j. zmniejsza się promień krzywizny) i odwrotnie znak (—) iż działanie momentu zmniejsza krzywiznę (zwiększa pierwotny promień krzywizny). W wypadku momentu ujemnego zawdzięczając działaniu momentu wewnętrzne włókna będą rozciągane, a zewnętrzne ściskane i odwrotnie, to jest przy momencie dodatnim, wewnętrzne włókna będą ściskane, a zewnętrzne rozciągane.

Przyjmując grubość s blachy jako nieznaczną w porównaniu z promieniem krzywizny obliczamy

---

grubości blachy $\frac{s}{2}$ do wielkości promienia krzywizny ρ środkowej elipsy, otrzymanego że wzoru:

$$\rho = a^2 b^2 \left(\frac{x^2}{a^4} + \frac{y^2}{b^4}\right)^{\frac{3}{2}}$$

Naprzykład w punkcie A $\rho = b^2 : a$; w puncie B $\rho = a^2\, b$

Jeżeli bowiem w grubościennem naczyniu kołowem R i r są zewnętrznym i wewnętrznym promieniem krzywizny, to największe naprężenie obwodowe, wywołane rozrywającą siłą P panuje w wewnętrznem włóknie i równa się:

$$\sigma_{1\,maks} = \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \cdot p$$

najmnieze zaś panuje w zewnętrznem włóknie i równa się:

$$\sigma_{1\,min} = \frac{2\, r^2}{R^2 - r^2} \cdot p$$

Ponieważ przeciętne naprężenie obwodowe

$$\sigma_1 = \frac{R + r}{2\,(R - r)} \cdot p, \text{ to}$$

$$\frac{\sigma_{1\,maks}}{\sigma_1} = 2\,\frac{R^2 + r^2}{(R + r)^2}; \quad \frac{\sigma_{1\,min}}{\sigma_1} = 4\,\frac{r^2}{(R + r)^2}$$

Przyjmujemy: iż stosunek powyższy skrajnych naprężeń pochodzących od siły rozrywającej do przeciętnego ważny w przybliżeniu jest nietylko dla naczynia cylindrycznego o przekroju kołowym, lecz dla każdego naczynia cylindrycznego, w którem krzywizna poprzecznego przekroju ścianki zmienia się w sposób ciągły.

[2]) Teorja sprężystości K. Jewniewicza strona 220.

naprężenie σ_2 od działania momentu zginającego, jak dla pręta prostego o prostokątnym przekroju, mającym szerokość 1 i wysokość s, a więc o momencie wytrzymałości. $W = \frac{s^2 \cdot 1}{6}$

Naprężenie σ_2 obliczamy dla

1) wewnętrznego włókna przekroju A

$$\sigma_2 = \frac{(a \cdot o)}{W} = 6\,\frac{(a \cdot o)}{s^2} \quad . \quad (5)$$

2) wewnętrznego lub zewnętrznego włókna przekroju C, w którym znajduje się szew spawany w zależności od tego, czy w wewnętrznem włóknie czy też w zewnętrznem naprężenie σ_2 jest rozciągające, to jest zależne od tego, czy M_{xy} dla tego przekroju jest ujemne czy dodatnie

$$\sigma_2{}' = \frac{M_{xy}}{W} = \frac{6 M_{xy}}{s^2} \quad . \quad (5a)^{3)}$$

$M_{(a\,.\,o)}$ i $M_{(xy)}$ oblicza się ze wzoru (4).

---

[3]) Chcąc uwzględnić w obliczeniu naprężeń od zginania krzywiznę łuku w danym punkcie, należałoby określić promień krzywizny r wewnętrznego zarysu cylindra eliptycznego w danym punkcie — patrz rys. 1 z równania:

$$r = a^2 b^2 \left(\frac{x^2}{a^4} + \frac{y^2}{b^4}\right)^{\frac{3}{4}}$$

gdzie x i y są współrzędnemi danego punktu.

Odpowiedni promień krzywizny R zewnętrznego zaysu cylindra eliptycznego w tem miejscu równy jest:

$R = r + s$ gdzie s jest grubością ścianki.

Absolutna wartość naprężenia od zginania jest w wypadku płaskiego zginania pręta zawsze większa od strony wewnętrznej jak od zewnętrznej,co zatem idzie, oś obojętna zrzesuwa się od środka ciężkości przekroju w stronę wewpętrznego zarysu i to tem bardziej im większą jest wartośc ntosunku $r : s$, lub $R : s$, a rozkład naprężeń w przekroju sest hiperboliczny wzdłuż wymiaru s. W naszym wypadku jkrzywego pręta o prostokątnym przekroju zginanego w płaszczyźnie zakrzywienia, promień krzywizny ρ warstwy neutralnej równa się

$$\rho = \frac{s}{lg\frac{R}{r}} \quad \text{gdzie } lg \text{ oznacza logarytm naturalny}$$

Oznaczając przez γ odległość środka ciężkości od warstwy obojętnej, a więc:

$$\gamma = \frac{R + r}{2} - \rho, \text{ oraz}$$

przez h_z i h_w odległość zewnętrznego i wewnętrznego arysu od wartości obojętnej, a przez σ_z i σ_w naprężenia w skrajnych włóknach zewnętrznych i wewnętrznych danego przekroju, mamy przy zachowaniu znaku momentu, jak wyżej

$$\sigma z = \frac{M}{s\gamma} \cdot \frac{hz}{\rho + h_z}; \quad \sigma_w = -\frac{M}{s\gamma} \cdot \frac{h_w}{\rho - h_w}$$

Jak widzimy, obliczenie takie byłoby dość żmudne. Przy większych wartościach $\rho : s$ co przeważnie ma miejsce w wypadku kotła eliptycznego rezultaty ściślejsze różnią się nieznacznie od rezultatów z równań 5 i 5a. Już przy $\rho : s = 10$, a więc naprzykład w kotle o średnicy 1 *m* i grubości 50 *mm* (to jest dla kotła o nieznacznem odchyleniu od walca kołowego na ciśnienie około 45 *atm*) rozbieżność w rezultatach obliczenia temi dwoma sposobami wynosi — 3%.

Przykłady obliczenia.

Wykonano walczak o średnicy wewn. 1600 *mm* z blachy grubości 31,7 *mm* o szwie podłużnym spawanym na gazie wodnym. Na jakie ciśnie może być walczak użyty przy dopuszczalnem naprężeniu $k = \frac{K}{x} = \frac{3600}{5} = 720$ i spółczynniku mocy szwu spawanego $\varphi = 0{,}7$ bez uwzględnienia dodatku na rdzewienie, jeżeli:

I. Wszystkie przekroje walczaka posiadają zarysy okręgów kół.

II. Przekrój najbardziej odbiegający od kołowego zbliża się do elipsy, której długość dużej osi $2a$ i małej osi $2b$ różni się o $\pm$ 0,75% średnicy zamówionej, a szew spawany znajduje się na wielkiej osi.

III. Przekrój najbardziej odbiegający od kołowego zbliża się do elipsy, której długość dużej osi $2a$ i małej osi $2b$ różni się o $\pm$ 0,75% średnicy zamówionej, a szew spawany znajduje się w punkcie C, na odległości prostopadłej do osi y około 560 *mm* ($x = 560$), to jest mniej więcej w środku łuku pomiędzy A i B (rys. 1).

IV. Szew spawany znajduje się na małej osi, a pozostałe warunki są jak w punktach II i III

Rozwiązanie.

$$s = \frac{p\frac{D}{2}}{\varphi . k} = \frac{pr}{k} = \frac{pa}{k}$$

$$p = \frac{sk}{a} = \frac{31{,}7 . 0{,}7 . 720}{800} = 20 \ atn$$

II. Naprężenie od rozrywania.

$$\sigma_1 = \frac{p . a}{s} = \frac{p . 800}{31{,}7} = 25{,}3 \ p \ kg/cm^2$$

Naprężenie od zginania

$$\sigma_2 = \frac{M_{(a . o)}}{W} = \frac{6 . M_{(a . o)}}{s^2} \quad \text{ogólnie}$$

$$M_y = \frac{pa^2}{4}\left[\left(1 - \frac{2x^2}{a^2}\right) . e^2 - \frac{1}{3}\left(\frac{s}{a}\right)^2\right]$$

gdzie $a = 800$ dla $x^2 = a$ mamy:

$$M_{x=a} = -\frac{pa^2}{4}\left[e^2 + \frac{1}{3}\left(\frac{s}{a}\right)^2\right]$$

gdzie $a = 800$ *cm*, $a^2 = 6400$ *cm*^{2}

$$a = 800 + 0{,}75\% = 806 \qquad e = \frac{a^2 - b^2}{a} =$$
$$b = 800 - 0{,}75\% = 794$$

$$= \frac{14{,}2}{80} = 0{,}177$$

$$e^2 = 0{,}177^2 = ok.\ 0{,}03$$

$$M_{x=a} = -p\frac{6400}{4}\left[0{,}03 + \frac{1}{3}\left(\frac{3{,}17}{80}\right)^2\right] = -49p$$

Znak — oznacza, iż działanie momentu zmniejsza krzywiznę (zwiększa promień krzywizny).

$$\sigma_2 = p\frac{6M}{s^2} = p\frac{6 . 49}{3{,}17^2} = 29{,}3 \ p.$$

Ogólne naprężenie wewnętrznego włókna w punkcie A wynosi:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 25{,}3 \ p + 29{,}3 \ p = 54{,}6 \ p$$

Naprężenie $\sigma = 54{,}6 \ p$ nie powinno przekraczać dopuszczalnego k, $k = 720 \varphi$; $k. = 720.0{,}7 = 504$, czyli $54{,}6 \ p = 504$;

$$p = \frac{504}{54{,}6} = 9{,}25$$

III. W przekroju A.

$$\sigma_1 = \frac{pa}{s} = 25{,}3 \ p. \ kg/cm$$

σ_2 znajdujemy jak w punkcie II

$$\sigma_2 = 29{,}3 \ p \ kg/cm^2$$
$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 54{,}6 \ p$$

Bacząc na to, że w tym przekroju niema szwu, a więc $\varphi = 1$, naprężenie $\sigma = 54{,}6 \ p$ należy porównać z dopuszczalnem naprężeniem $k = 720$ czyli

$$54{,}6 \ p = 720; \ p = \frac{720}{54{,}6} = 13{,}2 \ atn$$

A więc przekrój A w walczaku jest dostatecznie wytrzymały na ciśnienie 13,2 *atn.*

W przekroju C

$$\sigma_1 = \frac{pa}{s} = \frac{p.800}{31{,}7} = 25{,}3p$$

$$\sigma_2 = \frac{M_a}{W} = \frac{6 \ M_x}{s^2} \quad \text{ogólnie}$$

$$M_x = \frac{pa^2}{4}\left[\left(1 - \frac{2x^2}{a^2}\right) . e^2 - \frac{1}{3}\left(\frac{s}{a}\right)^2\right]$$

albo $x = 560$

$$M_x = \text{ok. } 0$$
$$\sigma_2 = 0$$
$$\sigma_2 = \sigma_1 + \sigma_2 = 25{,}3p + 0 = 25{,}3p$$

Naprężenie $\sigma = 25{,}3 \ p$ nie powinno przekraczać dopuszczalnego k z równania $k = 720 \ \varphi = 505$, czyli $25{,}3p = 505$ $p = \frac{505}{25{,}3} = 20$

Za ciśnienie dopuszczalne należy w tym wypadku uważać $p = 13{,}2$ *atn.*

IV Naprężenie od zrywania w punkcie B.

$$\sigma_1 = \frac{pa}{s} = \frac{p . 800}{31{,}7} = 25{,}3p$$

Naprężenie na zginanie w punkcie B

$$\sigma_2 = \frac{M_b}{W} \quad \frac{6M_b}{s^2}, \text{ogólnie}$$

$$M_x = \frac{pa^2}{4}\left[(1 - \frac{2x^2}{a^2}) . e^2 - \frac{1}{3}(\frac{s}{a})^2\right] \text{dla } x = o$$

$$M_{x=b} = \frac{pa^2}{4}\left[e^2 - \frac{1}{3}(\frac{s}{a})^2 \right];$$ dla wartości a, s, jak dawniej mamy:

$$M_{x=b} = p.\frac{6400}{4}\left[0{,}03 - \frac{1}{3}(\frac{3{,}17^2}{80})\right] = 48\,p$$

$$\sigma_2 = \frac{6{,}48\,p}{3{,}17^2} = 28{,}7\ p$$

W tym przykładzie największe naprężenie rozciągające panuje w wewnętrznem włóknie i równa się:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 25{,}3\ p + 28{,}7\ p = 54\ p.$$

Naprężenie σ nie powinno przekraczać dopuszczalnego

$$k = 720 = 505.\ 54\ p = 505;\ p = \frac{505}{54} = 9{,}35$$

Z powyższych przykładów wynika, iż najniekorzystniejsze położenie szwu ma miejcce na dużej i małej osi (bardziej na dużej niż małej) a najwygodniejsze po środku łuku pomiędzy dużą i małą osią. Praktycznie ma to również miejsce przy jakiemkolwiek s i jakiemkolwiek e, co łatwo wywnioskować, analizując ogólne wyrażenie dla momentu, wzór (4).

KONGRES MIĘDZYNARODOWY POŚWIĘCONY SPRAWIE TORFU.

W r. 1927 grono uczonych i techników francuskich powzięło myśl szczęśliwą, ale na owe czasy jeszcze bardzo śmiałą, zwołania konkursu, który miałby za przedmiot obrad sprawy, dotyczące torfu. Zebrani od 22 do 25 września w Notre Dame de Liesse, w pobliżu Laon producenci i konsumenci torfu, oraz inżynierowie i przemysłowcy doszli szybko do porozumienia się co do korzyści, jakie dadzą się osiągnąć przy skoordynowaniu pracy i badań, podzieleniu się zebranym już materjałem i solidarnej akcji we wspólnym, dobrze zrozumianym interesie.

Postanowiono podtrzymać słuszną inicjatywę, przystąpić do starannego zorganizowania się, i chcąc uczynić przyszłe i regularnie ponawiane zjazdy bardziej interesującemi i wartościowemi. zdecydowano zaprosić kraje sąsiednie do spółudziału. Uczestnicy wspomnianego Zjazdu korzystali z pomocy i poparcia Państwowego Urzędu paliw płynnych, który spółpracował ze Zjazdem i zaofiarował gościnność wyłonionemu przezeń Komitetowi. W tych właśnie okolicznościach postanowiono zwołać drugą konferencję, dotyczącą torfu, która też stała się oficjalnie Pierwszym Międzynarodowym Zjazdem poświęconym sprawom torfu.

Zjazd ten odbył się w Laon, od 8 do 12 lipca ub. r. pod naczelnym protektoratem p. p. Ministrów Handlu Rolnictwa, Robót Publicznych i Wojny i pod przewodnictwem p. Dumanois, dyrektora Wydziału Technicznego Państwowego Urzędu paliw płynnych oraz przy współpracy p. F. Le Monnier, wice-przewodniczącego i p. Ch. Roux, komisarza generalnego. Zjazd należy uważać za nader udany; specjaliści francuscy stawili się licznie na wewanie Komitetu, goście zaproszeni dopisali także w niemniejszej ilości: Włochy, Polska i Holandja wysłały swoich oficjalnych delegatów; Belgja, Niemcy i Rosja były licznie reprezentowane.

Wybór Laon jako miejsca obrad naukowych na temat torfu nasunął się sam przez się ze względu na bliskość wielkich torfowisk w Souche, stanowiących jeden z wielkich pokładów we Francji, gdzie torf jest wydobywany zapomocą narzędzi w dzisiejszych czasach jedynie racjonalnycn. To też próby dokonane oraz wystawa międzynarodowa, które towarzyszyły Zjazdowi i były jakgdyby stroną doświadczalną prac Zjazdu, dostarczyły cennego materjału, który mógł stanowić prawdziwą atrakcję. Próby dotyczyły drenowania, mechanicznego odprowadzania wody, utrzymania rowów, wydobywania torfu rozmaitemi sposobami pracy ręcznej i mechanicznej, zwęglania torfu, otrzymywania produktów pochodnych, użytkowania torfu i jego produktów ubocznych dla opalania przemysłowego i dla wytwarzania siły napędnej w motorach stałych, jak również w motorach samochodowych, odbył się nawet konkurs robotników torfiarzy; wydobywanie torfu pracą ręczną, jedynie i wyłącznie jeszcze w wielu miejscach stosowane, wymaga nadzwyczajnej pracy; toteż wysoce wskazane jest wszelkie poparcie i zachęta w tym względzie, gdyż dobrzy robotnicy-torfiarze stają się rzadkością we Francji. W ten sposób dano żywą ilustrację i praktyczny komentarz do uczonych wywodów i często ożywionych dyskusyj, które, zawsze w tonie pełnym kurtuazji toczyły się w salach, gdzie obradowały rozmaite sekcje, powstałe w celu szczegółowego przestudjowania rozmaitych spraw.

Sekcyj tych lub grup było cztery; każda z nich miała sobie powierzony specjalny zakres badań i ściśle określony program pracy; wśród omawianych kwestyj niektóre, ze względu na ich charakter bardziej skomplikowany i mający ogólne znaczenie, były rozpatrywane wspólnie przez rozmaite grupy, jakkolwiek w każdej z innego punktu widzenia, co oczywiście wpłynąć mogło tylko dodatnio na wartość i doniosłość odnośnych obrad.

Dr. G. Kimpflin.

(*d. c. n.*)

ODCZYT PROF. D-RA ST. LÖFFLERA O WPŁYWIE ZASTOSOWANIA PARY WYSOKOPRĘŻNEJ NA GOSPODARKĘ ENERGETYCZNĄ W PRZYSZŁOŚCI.

Dnia 29 stycznia b. r. w szczelnie zapełnionem III audytorium Politechniki Warszawskiej wygłosił odczyt o zastosowaniu pary wysokoprężnej Dr. St. Löffler, profesor Politechniki w Charlottenburgu. Odczyt wypowiedziany w języku niemieckim, z niezwykłą swadą, w tempie wprost brawurowem, trwał blisko 3 godziny, toteż wobec spóźnionej pory i zmęczenia słuchaczów, nie władających zupełnie biegle językiem niemieckim, zaniechano dyskusji która byłaby ze wszech miar pożądana.

Treść odczytu była znana czytelnikom Czasopisma Związku niemieckich inżynierów z artykułów prof. Löfflera ogłoszonych w numerach 39, 42 i 45 roku ub.

Po zobrazowaniu powolnego rozwoju kotłów parowych, zwłaszcza pod względem stosowanych ciśnień, które podnosząc się drobnemi skokami, dopiero w ostatnich latach osiągnęły 35 atn prof.Löffler zbijał dosyć rozpowszechnione zapatrywanie, że ponad to ciśnienie nie da się uzyskać poważniejszych korzyści termicznych. Zdaniem prof. Löfflera ciśnienie podwyższone do 130 at da poważne korzyści wyzyskania ciepła, o ile jednocześnie podniesiemy przegrzanie pary prawie do 500° C t. j. do najwyższej temperatury, jaką jeszcze znoszą obecnie stosowane materjały. Przegrzanie międzystopniowe, konieczne przy stosowaniu wysokich ciśnień, da dalsze korzyści, które, chociaż nieznaczne, jednak zrównoważą komplikacje instalacji. Jedyne, rzeczowe uzasadnienie obawy przed wysokiem ciśnieniem dostrzega prof. Löffler w typach obecnie używanych kotłów, które nie odpowiadają zmienionym warunkom, a jednak przy przejściu z niskich do wysokich ciśnień można uzyskać 50 i więcej % poprawy w wyzyskaniu ciepła. Podnosząc ciśnienie z 15 na 35 at otrzymuje się zysk ciepła około 15%, przy jednoczesnym wzroście kosztów instalacji o mniej więcej 30%, natomiast idąc dalej z 35 do 130 at (przegrzanie ponad 450°C) i zastosowując międzystopniowe przegrzanie, osiągamy dalsze 15% wyzyskania ciepła, choć podobno koszt takiej instalacji, nowego typu, tylko nieznacznie wzrasta. Toteż dziwi się prof. Löffler, że właśnie obecnie (dodajemy od siebie, w sąsiedztwie centrali w Klingenbergu) w zachodniej części Berlina powstaje instalacja o mocy 200,000 *kW*, wyposażona w zwykłe kotły o ciśnieniu 28 at z paleniskami rusztowemi.

Prof. Löffler, jak wynika z treści odczytu, łączy kwestję podniesienia przegrzania pary ze wzrostem ciśnienia, a jednak te dwa zagadnienia należałoby traktować oddzielnie, gdyż podnosząc ciśnienie z 15 na 35 ata a jednocześnie przegrzanie pary z 300 na 500°C otrzymamy zysk ciepła około 20%, zatem 5% więcej, niż to z przykładu podanego przez prof. Löfflera wypada, przyczem później przekraczamy rejon wilgotnej pary.

Następnie wykazał prof. Löffler na szkicach nieco przesadnie rysowanych, że obieg wody w kotłach używanych konstrukcyj nie da się opanować, gdyż polega tylko na różnicy ciężaru słupów cieczy. Poddawszy krytyce dotychczasowe typy kotłów ze względu na niepewny obieg wody, który się zmniejsza z podniesieniem ciśnienia, oporami wysokości kotła, osadem kamienia, zmniejszeniem średnicy opłomek, z silnem podgrzaniem wiązek rur opadowych i t. d. przeszedł prof. Löffler do nowych typów kotłów wysokoprężnych, przedstawiając w schematycznych szkicach: kocioł wytwarzający pośrednio parę zapomocą medium obiegowego, sterowanego pompą obiegową, kocioł Schmidt'a - Hartmann'a, stosujący pośrednie wytwarzanie pary przez wodę, obiegającą zamknięty krąg, na zasadzie termosyfonu o działaniu wzmożonem chłodnicą, włączoną w część opadową obiegu i w końcu kocioł Bensona, wytwarzający parę w krytycznym stanie (225 at i 275° C) w teoretycznie bardzo prostym zespole, składającym się z pompy i opłomek. Kocioł systemu Atmos został w odczycie pominięty, o ile nie można go umieścić w trzeciej kategorji, do której zaliczono Bensona.

Głównemi wadami pierwszego systemu są ewentualne nieszczelności rur obiegowych i zmienny spółczynnik przewodzenia powierzchni grzejnych w skutek osadzania się zanieczyszczeń, kamienia kotłowego i pęcherzyków pary, oraz potrzeba znacznej różnicy ciśnienia, o ile po obu stronach rur grzejnych używamy tego samego medium (wody).

Drugi system (Schmidt—Hartmann) posiada wady samoczynnego obiegu, jak w kotłach obecnie używanych typów a prócz tego, wady poprzedniego systemu i trudny system budowy, oraz obsługi.

Trzeci system uznaje prof. Löffler za najprostszy i najtańszy, jednak jego zdolność ruchową uzależnia od zupełnie czystej wody zasilającej, stałego obciążenia i równego działania ciepła. Ideę wytwarzania pary w krytycznym stanie przypisuje Havličkowi, inżynierowi Witkowickiemu Gwarectwa hut a następnie wylicza wady kotła Bensona, jak niemożność oczyszczania pary z porwanych zanieczyszczeń, dostosowania się do wahań obciążenia, równomiernego wytwarzania pary w szeregowo połączonych zespołach rur, niebezpieczeństwo przepalenia się opłomek przy nagłych spadkach obciążenia. Kocioł Bensona uległ w odczycie najostrzejszej krytyce, zakończonej humorystycznie propozycją bezpłatnego oddania tej licencji.

Wszystkie wady kotłów poprzednich systemow usuwa, zdaniem prof. Löfflera, kocioł jego pomysłu, którego zasada polega na sterowanem przetłaczaniu pary. Parę, pobieraną z odparowalnika, utrzymuje w obiegu kołowym pompa przetłokowa o zmiennej ilości obrotów, która przepędza ją przez przegrzewacz a następnie wtłacza z powrotem w przestrzeń wodną odparownika, gdzie para oddaje ciepło przegrzania. Część przegrzanej pary obiegowej odgałęzia się za przegrzewaczem dla celów motorycznych. Dla pierwszego uruchomiemia kotła należy jego przestrzeń parową napełnić parą pobraną z innych kotłów a pompę przetłokową wprawić w ruch elektromotorem lub maszyną parową poruszaną z innej instalacji, następnie, o ile przerwy w ruchu są niewielkie n. p. postój nocą, ciśnienie znajdujące się w kotle (około 40 at.) powinno wystarczyć dla uruchomienia przyrządów pomocniczych. Kocioł typu Löfflera nadaje się

wyłącznie dla bardzo wysokich ciśnień, gdyż zapotrzebowanie mocy przez pompę przetłokową jest tak wielkie w granicach obecnie stosowanych ciśnień, że n. p. przy 25 at kocioł nie byłby w stanie wytworzyć energji potrzebnej dla pompy przetłokowej. Jeszcze przy 80 at pompa zużywa około 5% wytworzonej energji a dopiero przy 130 at spada zapotrzebowanie mocy na 2%. W tym ostatnim wypadku pompa przetłokowa potrzebuje już mniej mocy, niż pompa zasilająca, a z malejącym obciążeniem, moc zapotrzebowana dla przetłoku silnie spada. Przezrocza ilustrujące uruchomienie i pracę kotła były podane w dwuch wykresach a to, dla instalacji we Florisdorfie i Witkowicach. Na pierwszym wykresie widoczna była praca pompy przetłokowej, lecz brakowało równoczesnej produkcji pary użytkowej, na drugim wykresie odwrotnie. Szkoda, że prof. Löffler nie kazał uzupełnić wykresów brakujących krzywymi rejestratorów, gdyż pompa przetłokowa jest w każdym razie dodatkiem, który zużytkowuje wytworzoną energję i z tej przyczyny budzi zrozumiałe, choć wstrzemięźliwe zaciekawienie. Osobny wykres zależności mocy potrzebnej dla pompy przetłokowej od ciśnienia roboczego nie usunął wspomnianego braku, gdyż prawdopodobnie był oparty na obliczeniach teoretycznych.

Typ kotła prof. Löfflera powstał w roku 1924 w którym rozpoczął on współpracę najpierw z fabryką lokomotyw we Florisdorfie, a wkrótce potem z Gwarectwem hut w Witkowicach.

Para o bardzo wysokiem ciśnieniu łatwo pobiera ciepło, podobnie jak woda, nawet przy małych chyżościach przepływu, dlatego w pierwszym kotle zastosowano ciśnienie 100 do 120 at. Ten pierwszy kocioł miał dać prof. Löfflerowi dowód, że temperatury 500° można w nim łatwo opanować, nie uciekając się do użycia wysokowartościowych stali na przegrzewacze, ponadto parę można łatwiej równomiernie rozdzielić na szeregowo połączone zespoły rur, niż wodę. Osadzanie się kamienia w odparowalniku tworzyłoby nawet ochronę przeciw stratom promieniowania a w rurach podgrzewacza zapobiega się tworzeniu kamienia chemicznem czyszczeniem wody i znacznemi chyżościami przepływu (ponad 0.5 m/s). Destylowanie wody nie jest potrzebne w kotle tego typu, co może mieć duże znaczenie, zwłaszcza w instalacjach przeciwprężnych z zanieczyszczonym kondensatem.

Raptowne odciążenie kotła nie zagraża, zdaniem prof Löfflera, przegrzewaczom, o ile pompa przetłokowa jest w ruchu, dopiero w wypadku defektu tej pompy, mogłoby nastąpić przepalenie przegrzewacza, jednak temu zapobiega się urządzeniem, składającem się z prostej rury przegrzewacza wystawionej na najsilniejsze działanie ciepła, która, wydłużając się, otwiera wentyl połączony z odparowalnikiem, o ile temperatura ścianki przekroczy określoną temperaturę. Po otwarciu wentyla, przepływa zwoje rur przegrzewacza a jednocześnie zamyka się dopływ paliwa. Kawałki rur, wycięte z przegrzewaczy kotłów we Florisdorfie i Witkowicach po przeszło 3000 godzinach pracy, wykazały, że wewnętrzne powierzchnie były zupełnie czyste.

Dalszą korzyść z kotła swojego typu widzi prof. Löffler w tem, że może do jego budowy stosować stale twardsze, które nie tak łatwo podlegają zmianom struktury, jak stale miękkie, których nie da się uniknąć w kotłach normalnej budowy, ze względu na sposób wykonania i zawalcowanie rur. Dla rur używa się stali o wytrzymałości 70 kg/mm² a nawet twardszej, o ile się tylko da jeszcze spawać samorodnie. Prof. Löffler jest gorącym zwolennikiem spawu acetylenowego i twierdzi, że jego spawacze doszli do takiej wprawy, że, nawet na rozkaz nie umieją wykonać złego spawu. Wyżarzanie po spawie uważa za konieczne a to, albo w piecu do wyżarzania, albo palnikiem na znacznej długości po obu stronach spawu. Należy zaznaczyć, że Siemens-Schuckert stosował w kotle Bensona spaw termitowy, który ma mieć tę wyższość, że pozostawia wewnętrzną stronę ścian rury zupełnie gładką. W jednym i drugim wypadku chodzi o spaw rur niewielkiej średnicy, zatem spaw łatwiej wykonać i nadlewkiem wzmocnić miejsce osłabione, przytem w obu konstrukcjach spaw stopowy był koniecznością, z której nie można wyciągać dalej idących wniosków.

Prof. Löffler zaleca i stosuje połączenia kryzowe bez uszczelki. Kryzy spojone z rurami uszczelniają powierzchniami stożkowemi pod naciskiem bardzo silnych śrub stalowych.

Odparowalniki są zbudowane z twardej stali o wytrzymałości od 60 do 70 kg/mm². Płaszcz ciągniony, lub wykuty z jednego kawała jest dość cienki, ponieważ nie posiada nawierceń na rury. Dna płaskie, opatrzone gwintem, wkręca się w płaszcz i zabezpiecza pierścieniem ściągającym.

Części armatury wykonuje się z pełnej stali kutej, unikając odlewu stalowego ze względu na ewentualne błędy odlewu i porowatość.

Następnie opisał prof. Löffler instalację we Florisdorfie, wytwarzającą 8 t/h pary o ciśnieniu 110 at i 480°C. Kocioł posiada ruszt łańcuchowy dla opału węglem, w pierwszym ciągu jest umieszczony przegrzewacz pary, w drugim podgrzewacz wody a pod nim podgrzewacz powietrza. Wprawdzie wystarczyłoby, zdaniem prof. Löfflera jeden odparowalnik, jednak dla prób wahań obciążenia zastosowano dwa, szeregowo połączone odparowalniki o średnicy 800 *mm*, 7 *m* długie. Wodę podgrzewa się do 280° C najpierw parą niskiego ciśnienia a następnie spalinami. Pompa przetłokowa i zasilająca, obie tłokowe stojące, są poruszane motorem prądu stałego z wału dwukorbowego o 180°. Motor dozwala na zmianę ilości obrotów pomp, prócz tego w pompie zasilającej można zmieniać długość skoku i w ten sposób regulować stan wody w odparowalnikach niezależnie od wydajności kotła.

Kocioł instalacji Witkowickiej jest zbudowany dla 15/th produkcji pary o ciśnieniu 120 *at* i najwyższem przegrzaniu 500°C a jest opalany pyłem węglowym. Całkowitą ilość podgrzanego do 300° powietrza, potrzebnego do spalania, dodaje się w samym palniku i tym sposobem, zdaniem prof. Löfflera, da się usunąć przeważną ilość niepowodzeń zauważonych w spalaniu pyłu. Z dotychczasowych badań rozlicznych palników należałoby wnioskować, że właśnie racjonalne doprowadzenie wtórnego podgrzanego powietrza ma duże znaczenie dla spalania pyłu—wręcz odmienne zapatrywanie prof. Löfflera wymaga potwierdzenia badaniami ruchowemi.

Kocioł Witkowicki posiada prostokątną komorę paleniskową z chłodzonemi ścianami o wiszącym suficie, w którym są umieszczone palniki dla pyłu. Przed grzbietową ścianą komory paleniskowej ustawiono opromieniowany przegrzewacz pary w kształcie odwróconej litery „U", który, współdziałając z chłodzonemi ścianami komory, powoduje dostateczne, zupełne ziarenkowanie płynnego

popiołu. W prawdzie w Witkowicach zastosowano 5 kutych odparowalników o średnicy wewn. 800 mm, po 7 metrów długich, jednak, zdaniem prof. Löfflera, dla kotła tej wielkości wystarczyłby jeden odparowalnik, a w danym wypadku chodziło o zbadanie wpływu wahań obciążenia i równoległej pracy kilku odparowalników, które trzeba stosować dla większych kotłów i tak w nowym kotle Witkowickim o wydajności 46 do 50 *t/h* będą zastosowane 2 odparowalniki po 1100 mm śr. i 8 m długości.

Pompę przetłokową, połączoną z pompą zasilającą, napędza motor elektryczny prądu zmiennego o zmiennej ilości obrotów. Konstrukcja pomp jest zupełnie taka sama jak w instalacji Florisdorfskiej, jednak, ponieważ system 2 korb przestawionych o 180° wywoływał trudne do opanowania drgania w rurociągach, postanowił prof. Löffler w przyszłości dla małych kotłów używać pomp tłokowych trzykorbowych o 120° przestawienia, bezpośrednio związanych z maszyną parową dla niskiego ciśnienia, zaś dla większych kotłów, pomp wirowych, które już mają być zastosowane w budowie nowego kotła (40 do 50 *t/h*) dla Gwarectwa Witkowickiego. Dla uszczelnienia dławnic pomp przetłokowych poleca prof. Löffler uszczelki metalowe z pierścieniami sprężynującemi.

Podkreśliwszy raz jeszcze zalety wysokiego ciśnienia pary z jednoczesnem silnem przegrzaniem, wskazał prof. Löffler na niebezpieczeństwo stosowania tak wysokiego przegrzania (500°) w zwyczajnych kotłach, gdzie w nieprzewidzianych wypadkach należałoby się obawiać wzrostu przegrzania nawet do 600°, co mogłoby spowodować poważne uszkodzenia przegrzewacza i maszyny.

W kotle Löfflera utrzymuje się jednakowe przegrzanie pary zmianą ilości obrotów pompy przetłokowej a nawet jak twierdzi prof. Löffler, przy niezmiennej ilości obrotów przegrzanie zbytnio się nie zmienia, gdyż ilość przetłaczanej pary wielokrotnie przewyższa ilość pary użytkowej. Nie ulega wątpliwości, że ten ostatni sposób może działać tylko przez bardzo krótki okres czasu, gdyż przy niezmiennym dopływie opału musiałoby wkrótce nastąpić spiętrzenie ciepła w przegrzewaczu, wywołując te same następstwa, co w kotłach zwykłych systemów.

W projekcie nowego kotła dla Witkowic przewiduje prof. Löffler wyłożenie komory paleniskowej rurami przegrzewacza kształtu odwróconego „U" w ten sposób, aby połączone rury 2 przeciwległych ścian tworzyły u dołu ruszt granulacyjny. Ten sposób, stosowany przy zwykłych kotłach, zaoszczędzi materjał ogniotrwały i ułatwi regulację wytwarzania pary.

Następnie wspomniał prof. Löffler o lokomotywie wysokoprężnej, którą według jego systemu buduje firma Schwartzkopf w Berlinie dla mocy 2500 *KM*, przy ciśnieniu 120 *at* i 500° przegrzania, oraz o projekcie instalacji wysokoprężnej dla statków morskich.

Poruszając konieczność międzystopniowego przegrzewania pary uzyskanej z kotłów wysokoprężnych, wspomina prof. Löffler, że prócz technicznych korzyści wtórnego przegrzania, można przytem osiągnąć około 5% zysku na cieple a najkorzystniejsze warunki dla pracy międzystopniowych przegrzewaczy znajduje w granicach ciśnień 130 do 160 *at*. Zwykłe przegrzewacze, stosujące dla wtórnego przegrzania parę wysokoprężną, uważa prof. Löffler za nieodpowiednie, ze względu na znaczne zapotrzebowanie miejsca, ciężar i warunki przepływu, zatem stworzył nową konstrukcję, zastosowaną w kotle Witkowickim, składającą się z czterech współśrodkowych walców, utworzonych ze śrubowo zwiniętej rury, w której płynie para wyekspandowana. W środku tej rury są umieszczone dwie mniejsze rurki dla przepływu wysokoprężnej, grzejnej pary biegnącej w przeciwprądzie. Wymiary przegrzewacza są niewielkie, gdyż cały zespół wystarczający dla podgrzania 35 *t/h* pary z 220° do 350° ma 2 *m* średnicy i 4,2 wysokości, jednak w razie nieszczelności wewnętrznych rurek, co łatwo zajść może przy źle odgazowanej wodzie, naprawa jest niemożliwa.

Następnie omawiał prof. Löffler silniki parowe dające się stosować dla wysokich ciśnień, dochodząc do wniosku, że dla mocy do 3000 *kW* najwłaściwszą jest maszyna tłokowa sama, zaś dla większych mocy połączenie maszyny tłokowej z turbiną w części niskoprężnej. W instalacji Florisdorfskiej pracuje maszyna tłokowa o mocy 600 *KM* przy 300 obrotach i 480° przegrzania, zużytkowując parę ze 120 do 12 *at*. Pojedyńcze wentyle stawidłowe mają bardzo małą średnicę (40 *mm*), gdyż wpływ dławienia odgrywa nieznaczną rolę wobec wielkiego ciśnienia dolotowego. W Witkowickiej instalacji zastosowano turbinę parową zbudowaną przez I Berneńską fabr. maszyn dla mocy 18.000 *kW* przy 120 *at* i 500°, która obecnie nie może rozwijać pełnej mocy, gdyż dwa dalsze kotły o wydajności max. po 50 *t/h* są dopiero w budowie.

W końcu odczytu poruszył prof. Löffler znane wskazania na przyszłość dla racjonalnego wyzyskania ciepła, dotyczące łączenia instalacji siłowniczych z instalacjami grzejnemi, co spowoduje potanienie i rozpowszechnienie użycia energji elektrycznej. Dojście do szczytów ekonomji widzi prof. Löffler w zastosowaniu pary wysokoprężnej.

Może szczupłe ramy odczytu nie pozwoliły prof Löfflerowi zobrazować wszystkich czynników, które mają znaczenie dla produkcji pary, jednak uderza zupełne pominięcie automatyzacji ruchu kotłów, która bezwątpienia wywrze prawie decydujący wpływ na dalszy rozwój i konstrukcję kotłów parowych. Obserwując postęp rozwoju kotła parowego, widzimy, że idzie on stale w kierunku zmniejszenia zawartości wody w kotle, której nadmiar jest nam potrzebny jedynie dla wahań obciążenia. Wprowadzenie pyłu węglowego a zwłaszcza ciągły postęp w automatycznej regulacji ruchu kotła może wyprowadzić na czoło inne typy kotłów, którym się dzisiaj jeszcze z niewiarą przyglądamy.

Odczyt prof. Löfflera, barwny, pełen rozmachu i werwy, wypowiedziany z humorem i niezwykłą swadą miał dla nas tem większe znaczenie, że firma Zieleniewski S. A. w Krakowie nabyła prawo wykonywania kotłów tego systemu, o czem prof. Löffler ex catedra zawiadomił.

K. B.